

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2003年12月31日 (31.12.2003)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/001195 A1

(51) 国際特許分類7: F01B 3/02

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/007847

(22) 国際出願日: 2003年6月20日 (20.06.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2002-180855 2002年6月21日 (21.06.2002) JP

(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社 (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒107-8556 東京都港区南青山二丁目1番1号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 牧野 博行

(MAKINO,Hiroyuki) [JP/JP]; 〒351-0193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 大園 耕平 (OOSONO,Kohei) [JP/JP]; 〒351-0193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).

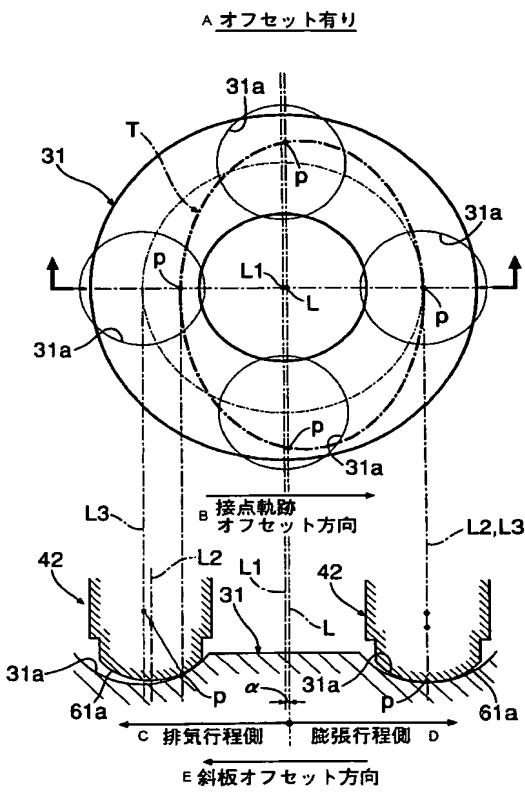
(74) 代理人: 落合 健, 外(OCHIAI,Takeshi et al.); 〒110-0016 東京都台東区台東2丁目6番3号 TOビル Tokyo (JP).

(81) 指定国(国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

[締葉有]

(54) Title: EXPANSION MACHINE

(54) 発明の名称: 膨張機



A...WITH OFFSET
B..CONTACT POINT LOCUS
OFFSET DIRECTION

C..EXHAUST STROKE SIDE
D..EXPANSION STROKE SIDE
E..SWASH PLATE OFFSET DIRECTION

(57) Abstract: Spherical convex portions (61a) formed on the front ends of pistons (42) in a group of axial piston cylinders are abutted against spherical concave portions (31a) formed in a swash plate (31) and an elliptic contact point locus (T) of a contact point (P) where the spherical concave and convex portions (31a, 61a) contact each other is offset to the expansion stroke side of the group of axial piston cylinders. Thereby, in the intermediate region of the expansion stroke where the speed of the piston (42) increases and where the surface pressure on the contact point (P) increases, the position of the contact point (P) is brought as close as possible to the axis (L3) of the spherical concave portion (31a) and to the axis (L2) of the piston (42), so as to reduce the bending moment and radial-directional offset load acting on the piston (42), thereby minimizing the increase in slide resistance and the generation of abnormal wear.

(57) 要約: アキシャルピストンシリンダ群のピストン(42)の先端に形成した球状凸部(61a)を、斜板(31)に形成した球状凹部(31a)に当接させ、球状凹部(31a)と球状凸部(61a)とが接する接点(p)の楕円状の接点軌跡(T)を、アキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットする。これにより、ピストン(42)の速度が大きくなり、かつ前記接点(p)の面圧が大きくなる膨張行程の中間領域において、該接点(p)の位置を球状凹部(31a)の軸線(L3)およびピストン(42)の軸線(L2)にできるだけ接近させ、ピストン(42)に作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることができる。



(84) 指定国(広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 國際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書

膨張機

発明の分野

5 本発明は、ケーシングに回転自在に支持したロータにその軸線を囲むようにアキシャルピストンシリンダ群を環状に配置し、アキシャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を斜板に形成した球状凹部に当接させた膨張機に関する。

背景技術

10 アキシャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を斜板に形成した球状凹部に当接させた油圧装置が、日本特開昭61-274166号公報により公知である。球状凸部および球状凹部を当接させることにより、両者の当接部の面圧を低下させるとともに、斜板とピストンとの相対回転を防止することができ、斜板およびピストンの摩耗低減に寄与することができる。しかもピストンによって斜板に調芯作用が与えられるので、斜板を支持する斜板ホルダの負荷を軽減して耐久性の向上を図ることができる。

ところでアキシャルピストンシリンダ群を支持するロータの軸線に対して斜板の軸線が傾斜しているため、斜板の軸線を中心とする円周上に複数の球状凹部を配置しても、それらの球状凹部に対する複数のピストンの球状凸部の接点の軌跡は橙円状となる。つまり各ピストンの球状凸部が斜板の球状凹部に当接する接点は、ピストンの軸線および球状凹部の軸線から偏心した位置となり、斜板の球状凹部からピストンの球状凸部が受ける荷重の方向はピストンの軸線の方向からずれることになる。その結果、ピストンに曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重が作用し、それらの曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重によってピストンおよびシリンダの摺動面にコジリが発生して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生の原因となる問題があった。

発明の開示

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、膨張機のピストンが斜板から受ける曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を低減して摺動抵抗の増加や異常摩

耗の発生を最小限に抑えることを目的とする。

上記目的を達成するために、本発明の第1の特徴によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータにその軸線を囲むように環状に配置されたアキシャルピストンシリンダ群と、前記軸線に対して所定角度傾斜する軸線を有してケーシングに回転自在に支持された斜板とを備え、アキシャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を、斜板に該斜板の回転軸線を同心に囲むように形成した球状凹部に当接させ、アキシャルピストンシリンダ群のピストンおよびシリングダスリープ間に区画された膨張室にロータリバルブを介して高温高圧蒸気を供給することでロータを回転駆動する膨張機において、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡を、アキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットしたことを特徴とする膨張機が提案される。
。

上記構成によれば、アキシャルピストンシリンダ群を備えた膨張機の斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡を、アキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットしたので、ピストンの速度が大きくなり、かつピストンと斜板との接点の面圧が大きくなる膨張行程の中間領域で、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点の位置を球状凹部の軸線およびピストンの軸線にできるだけ接近させ、ピストンに作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることができる。

また本発明の第2の特徴によれば、上記第1の特徴に加えて、斜板の軸線をロータの軸線に対してアキシャルピストンシリンダ群の排気行程側にオフセットしたことを特徴とする膨張機が提案される。

上記構成によれば、斜板の軸線をロータの軸線に対してアキシャルピストンシリンダ群の排気行程側にオフセットするだけの簡単な構成で、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡をアキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットすることができる。

図面の簡単な説明

図1～図17は本発明の一実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3-3線矢視図、図4は図1の4部拡

大図、図5は図1の5部拡大図、図6はロータの分解斜視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9部拡大図、図10は図5の10-10線断面図、図11は図5の11-11線断面図、図12は図5の12-12線断面図、図13は図5の13-13線断面、図14は図4の14-14線矢視図、図15は作用説明図（オフセット有りの場合）、図16は作用説明図（オフセット無しの場合）、図17はオフセットの効果を説明するグラフである。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施例を添付図面に基づいて説明する。

図1～図9に示すように、本実施例の膨張機Mは例えばランキンサイクル装置に使用されるもので、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Mのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を介して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18と、ケーシング本体12の下面開口部にシール部材19を介して複数本のボルト20…で結合されるオイルパン21とで構成される。

ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能に配置されたロータ22は、その前部を前部カバー15に設けたポールベアリング23によって支持され、その後部をケーシング本体12に設けたポールベアリング24によって支持される。前部カバー15の後面に2個のシール部材25、26およびノックピン27を介して嵌合する斜板ホルダ28が複数本のボルト29…で固定されており、この斜板ホルダ28にアンギュラポールベアリング30を介して斜板31が回転自在に支持される。斜板31の軸線L1は前記ロータ22の軸線Lに対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

図14に最も良く示されるように、斜板31の軸線L1は、ロータ22の軸線Lに対して、後述するアキシャルピストンシリンダ群56の排気行程側（図中左側）に距離 α だけオフセットされている。

ロータ22は、前記ポールベアリング23で前部カバー15に支持された出力

軸 3 2 と、出力軸 3 2 の後部に相互に所定幅の切欠 5 7, 5 8 (図 4 および図 9 参照) を介して一体に形成された 3 個のスリープ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 と、後側のスリープ支持フランジ 3 5 にメタルガスケット 3 6 を介して複数本のボルト 3 7 …で結合され、前記ポールペアリング 2 4 でケーシング本体 1 2 に支持されたロータヘッド 3 8 と、3 個のスリープ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 に前方から嵌合して複数本のボルト 3 9 …で前側のスリープ支持フランジ 3 3 に結合された断熱カバー 4 0 とを備える。

3 個のスリープ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5 には各々 5 個のスリープ支持孔 3 3 a …, 3 4 a …, 3 5 a …が軸線しまわりに 72° 間隔で形成されており、それらのスリープ支持孔 3 3 a …, 3 4 a …, 3 5 a …に 5 本のシリンダスリープ 4 1 …が後方から嵌合する。各々のシリンダスリープ 4 1 の後端にはフランジ 4 1 a が形成されており、このフランジ 4 1 a が後側のスリープ支持フランジ 3 5 のスリープ支持孔 3 5 a に形成した段部 3 5 b に嵌合した状態でメタルガスケット 3 6 に当接して軸方向に位置決めされる (図 9 参照)。各々のシリンダスリープ 4 1 の内部にピストン 4 2 が摺動自在に嵌合しており、ピストン 4 2 の前端の球状凹部 6 1 a は斜板 3 1 に形成したディンプルよりなる球状凹部 3 1 a に当接するとともに、ピストン 4 2 の後端とロータヘッド 3 8 との間に蒸気の膨張室 4 3 が区画される。

ロータ 2 2 と一体の出力軸 3 2 内部に軸線 L 上に延びるオイル通路 3 2 a が形成されており、このオイル通路 3 2 a の前端は径方向に分岐して出力軸 3 2 の外周の環状溝 3 2 b に連通する。ロータ 2 2 の中央のスリープ支持フランジ 3 4 の径方向内側位置において、前記オイル通路 3 2 a の内周にシール部材 4 4 を介してオイル通路閉塞部材 4 5 が螺合しており、その近傍のオイル通路 3 2 a から径方向外側に延びる複数のオイル孔 3 2 c …が出力軸 3 2 の外周面に開口する。

前部カバー 1 5 の前面に設けた凹部 1 5 a と、前部カバー 1 5 の前面にシール部材 4 6 を介して複数本のボルト 4 7 …で固定したポンプカバー 4 8 との間に配置されたトロコイド型のオイルポンプ 4 9 は、前記凹部 1 5 a に回転自在に嵌合するアウターロータ 5 0 と、出力軸 3 2 の外周に固定されてアウターロータ 5 0 に噛合するインナーロータ 5 1 とを備える。オイルパン 2 1 の内部空間はオイル

パイプ 5 2 および前部カバー 1 5 のオイル通路 1 5 b を介してオイルポンプ 4 9 の吸入ポート 5 3 に連通し、オイルポンプ 4 9 の吐出ポート 5 4 は前部カバー 1 5 のオイル通路 1 5 c を介して出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b に連通する。

シリンドラスリープ 4 1 に摺動自在に嵌合するピストン 4 2 はエンド部 6 1 、中間部 6 2 およびトップ部 6 3 からなる。エンド部 6 1 は斜板 3 1 の球状凹部 3 1 a に当接する球状凸部 6 1 a を有する部材であって、中間部 6 2 の先端に溶接で結合される。中間部 6 2 は大容積の中空空間 6 2 a を有する円筒状の部材であつて、トップ部 6 3 に近い外周部に直径が僅かに減少した小径部 6 2 b を有しており、そこを半径方向に貫通するように複数のオイル孔 6 2 c ……が形成されるとともに、小径部 6 2 b よりも前方の外周部に複数本の螺旋状のオイル溝 6 2 d ……が形成される。膨張室 4 3 に臨むトップ部 6 3 は中間部 6 2 と一体に形成されており、その内面に形成された隔壁 6 3 a と、その後端面に嵌合して溶接された蓋部材 6 4 との間に断熱空間 6 5 (図 9 参照) が形成される。トップ部 6 3 の外周には 2 本の圧縮リング 6 6 , 6 6 と 1 本のオイルリング 6 7 とが装着されており、オイルリング 6 7 が嵌合するオイルリング溝 6 3 b は複数のオイル孔 6 3 c ……を介して中間部 6 2 の中空空間 6 2 a に連通する。

ピストンのエンド部 6 1 および中間部 6 2 は高炭素鋼製、トップ部 6 3 はステンレス製であり、そのうちエンド部 6 1 には高周波焼入れが、中間部 6 2 には焼入れが施される。その結果、斜板 3 1 に大きな面圧で当接するエンド部 6 1 の耐高面圧性と、厳しい潤滑条件でシリンドラスリープ 4 1 に摺接する中間部 6 2 の耐摩耗性と、膨張室 4 3 に臨んで高温高圧に晒されるトップ部 6 3 の耐熱・耐蝕性とが満たされる。

シリンドラスリープ 4 1 の中間部外周に環状溝 4 1 b (図 6 および図 9 参照) が形成されており、この環状溝 4 1 b に複数のオイル孔 4 1 c ……が形成される。シリンドラスリープ 4 1 の回転方向の取付位置に関わらず、出力軸 3 2 に形成したオイル孔 3 2 c ……と、ロータ 2 2 の中央のスリープ支持フランジ 3 4 に形成したオイル孔 3 4 b …… (図 4 および図 6 参照) とが環状溝 4 1 b に連通する。ロータ 2 2 の前側および後側のスリープ支持フランジ 3 3 , 3 5 と断熱カバー 4 0 との間に形成された空間 6 8 は、断熱カバー 4 0 に形成したオイル孔 4 0 a …… (図 4 お

および図7参照)を介してケーシング11の内部空間に連通する。

ロータ22の前側のスリープ支持フランジ33の後にボルト37…で結合されたロータヘッド38の前側もしくは膨張室43…側に環状の蓋部材69が溶接されており、蓋部材69の背面もしくは後面に環状の断熱空間70(図9参照)が区画される。ロータヘッド38はノックピン55により後側のスリープ支持フランジ35に対して回転方向に位置決めされる。

尚、5個のシリンダスリープ41…と5個のピストン42…とは本発明のアキシャルピストンシリング群56を構成する。

次に、ロータ22の5個の膨張室43…に蒸気を供給・排出するロータリバルブ71の構造を、図5および図10～図13に基づいて説明する。

図5に示すように、ロータ22の軸線Lに沿うように配置されたロータリバルブ71は、バルブ本体部72と、固定側バルブプレート73と、可動側バルブプレート74とを備える。可動側バルブプレート74は、ロータ22の後にノックピン75で回転方向に位置決めされた状態で、オイル通路閉塞部材45(図4参照)に螺合するボルト76で固定される。尚、ボルト76はロータヘッド38を出力軸32に固定する機能も兼ね備えている。

図5から明らかなように、可動側バルブプレート74に平坦な摺動面77を介して当接する固定側バルブプレート73は、バルブ本体部72の前面の中心に1つのボルト78で固定されるとともに、バルブ本体部72の外周部に環状の固定リング79および複数本のボルト80で固定される。その際に、固定リング79の内周に形成した段部79aが固定側バルブプレート73の外周にインロウ嵌合するように圧入され、かつ固定リング79の外周に形成した段部79bがバルブ本体部72の外周にインロウ嵌合することで、バルブ本体部72に対する固定側バルブプレート73の同軸性が確保される。またバルブ本体部72と固定側バルブプレート73との間に、固定側バルブプレート73を回転方向に位置決めするノックピン81が配置される。

従って、ロータ22が回転すると、可動側バルブプレート74および固定側バルブプレート73は摺動面77において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74は、カーボンやセラミッ

クス等の耐久性に優れた材質で構成されており、更にまたその摺動面77に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすれば更に耐久性を向上できる。

ステンレス製のバルブ本体部72は、大径部72aおよび小径部72bを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部72aおよび小径部72bの外周面が、それぞれシール部材82, 83を介して後部カバー18の円形断面の支持面18a, 18bに軸線L方向に摺動自在に嵌合し、バルブ本体部72の外周面に植設したピン84が後部カバー18に軸線L方向に形成した切欠18cに嵌合することで回転方向に位置決めされる。後部カバー18に軸線Lを囲むように複数個のプリロードスプリング85…が支持されており、これらプリロードスプリング85…に大径部72aおよび小径部72b間の段部72cを押圧されたバルブ本体部72は、固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74の摺動面77を密着させるべく前方に向けて付勢される。

バルブ本体部72の後面に接続された蒸気供給パイプ86は、バルブ本体部72の内部に形成した第1蒸気通路P1と、固定側バルブプレート73に形成した第2蒸気通路P2とを介して摺動面77に連通する。またケーシング本体12および後部カバー18とロータ22との間にはシール部材87でシールされた蒸気排出室88が形成されており、この蒸気排出室88はバルブ本体部72の内部に形成した第6、第7蒸気通路P6, P7と、固定側バルブプレート73に形成した第5蒸気通路P5とを介して摺動面77に連通する。バルブ本体部72と固定側バルブプレート73との合わせ面には、第1、第2蒸気通路P1, P2の接続部を囲むシール部材89と、第5、第6蒸気通路P5, P6の接続部を囲むシール部材90とが設けられる。

軸線Lを囲むように等間隔で配置された5個の第3蒸気通路P3…が可動側バルブプレート74を貫通しており、軸線Lを囲むようにロータ22に形成された5個の第4蒸気通路P4…の両端が、それぞれ前記第3蒸気通路P3…および前記膨張室43…に連通する。第2蒸気通路P2の摺動面77に開口する部分は円形であるのに対し、第5蒸気通路P5の摺動面77に開口する部分は軸線Lを中心とする円弧状に形成される。

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Mの作用を説明する。

蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ8 6からロータリバルブ7 1のバルブ本体部7 2に形成した第1蒸気通路P 1と、このバルブ本体部7 2と一体の固定側バルブプレート7 3に形成した第2蒸気通路P 2とを経5て、可動側バルブプレート7 4との摺動面7 7に達する。そして摺動面7 7を開口する第2蒸気通路P 2はロータ2 2と一緒に回転する可動側バルブプレート7 4に形成した対応する第3蒸気通路P 3に所定の吸気期間において瞬間に連通し、高温高圧蒸気は第3蒸気通路P 3からロータ2 2に形成した第4蒸気通路P 4を経てシリンダスリープ4 1内の膨張室4 3に供給される。

10 ロータ2 2の回転に伴って第2蒸気通路P 2および第3蒸気通路P 3の連通が絶たれた後も膨張室4 3内で高温高圧蒸気が膨張することで、シリンダスリープ4 1に嵌合するピストン4 2が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端のエンド部6 1の球状凸部6 1 aが斜板3 1の球状凹部3 1 aを押圧する。その結果、ピストン4 2が斜板3 1から受ける反力でロータ2 2に回転トルク15が与えられる。そしてロータ2 2が5分の1回転する毎に、相隣り合う新たな膨張室4 3内に高温高圧蒸気が供給されてロータ2 2が連続的に回転駆動される。

ロータ2 2の回転に伴って下死点に達したピストン4 2が斜板3 1に押圧されて上死点に向かって後退する間に、膨張室4 3から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ2 2の第4蒸気通路P 4と、可動側バルブプレート7 4の第3蒸気通路20P 3と、摺動面7 7と、固定側バルブプレート7 3の円弧状の第5蒸気通路P 5と、バルブ本体部7 2の第6、第7蒸気通路P 6、P 7とを経て蒸気排出室8 8に排出され、そこから凝縮器に供給される。

さて、ロータ2 2の軸線Lに対して斜板3 1の軸線L 1が傾斜していること25で、ピストン4 2の球状凸部6 1 aと斜板3 1の球状凹部6 1 aとの接点pの軌跡（接点軌跡T）は橒円状になる。図16は、ロータ2 2の軸線Lに対して斜板3 1の軸線L 1がオフセットされていないと仮定した場合を示しており、この場合には、図中右半分の膨張行程側と左半分の排気行程側とで接点軌跡Tの形状は左右対称となる。そして膨張行程の中間位置および排気行程の中間位置では、ピストン4 2の球状凸部6 1 aと斜板3 1の球状凹部6 1 aとの接点pは、共に球状

凹部 6 1 a の軸線 L 3 から内側にずれている。

特に、膨張行程では高温高圧蒸気によって駆動されたピストン 4 2 の球状凸部 6 1 a が斜板 3 1 の球状凹部 3 1 a に強く押し付けられるため、球状凸部 6 1 a と球状凹部 3 1 aとの接点 p がピストン 4 2 の軸線 L 2 あるいは球状凹部 6 1 a の軸線 L 3 から偏心していると、ピストン 4 2 に曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重が作用してしまい、ピストン 4 2 およびシリンダスリープ 4 1 の摺動面の摩擦抵抗が増加したり異常摩耗が発生したりする問題がある。

しかしながら本実施例では、図 1 5 に示すように、ロータ 2 2 の軸線 L に対して斜板 3 1 の軸線 L 1 が排気行程側（図中左側）にオフセットされているため、接点軌跡 T は逆に膨張行程側（図中右側）にオフセットされることになり、膨張行程の中間位置においてピストン 4 2 の球状凸部 6 1 a と斜板 3 1 の球状凹部 3 1 a との接点 p を、ピストン 4 2 の軸線 L 2 および球状凹部 6 1 a の軸線 L 3 に合致させることができるとなる。その結果、ピストン 4 2 は斜板 3 1 から該ピストン 4 2 の軸線 L 2 に沿う方向の荷重を受けることになり、ピストン 4 2 に作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摩擦抵抗の増加や異常摩耗の発生を防止することができる。このとき、ピストン 4 2 から斜板 3 1 が受ける偏荷重も減少するので、斜板 3 1 やそれを斜板ホルダ 2 8 に支持するアンギュラボールベアリング 3 0 の耐久性向上にも寄与することができる。

尚、本実施例の如くロータ 2 2 の軸線 L に対して斜板 3 1 の軸線 L 1 を排気行程側にオフセットすると、膨張行程の中間位置において球状凸部 6 1 a と球状凹部 3 1 a との接点 p をシリンダ 4 2 の軸線 L 2 および球状凹部 6 1 a の軸線 L 3 に合致させることができるが、排気行程の中間位置において球状凸部 6 1 a と球状凹部 3 1 a との接点 p がシリンダ 4 2 の軸線 L 2 および球状凹部 6 1 a の軸線 L 3 から大きく離れてしまう（図 1 5 参照）。しかしながら、排気行程ではピストン 4 2 に加わる負荷がもともと小さいため、それに伴う曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重は微小なものとなって特に支障はない。

図 1 7において、横軸はピストン 4 2 の上死点から測ったロータ 2 2 の回転角度であり、縦軸は斜板 3 1 からの反力荷重によってピストン 4 2 に作用する曲げ応力である。同図から明らかなように、ピストン 4 2 の速度が大きくなる領域（

上死点からの角度が $60^\circ \sim 140^\circ$ の領域)では、つまりピストン42およびシリンダスリープ41間の潤滑条件が最も厳しくなる領域では、実線で示すオフセット有りのものの曲げ応力が、破線で示すオフセット無しのものの曲げ応力よりも小さくなっている、本実施例の効果が有効に発揮されていることが分かる。

尚、上死点直後の $0^\circ \sim 60^\circ$ の領域では、逆に実線で示すオフセット有りのものの曲げ応力が、破線で示すオフセット無しのものの曲げ応力より大きくなっているが、この領域ではピストン42の速度が比較的に小さいために潤滑条件が緩やかであり、実用上支障が発生することはない。

またロータ22の回転に伴って出力軸32に設けたオイルポンプ49が作動し、オイルパン21からオイルパイプ52、前部カバー15のオイル通路15b、吸入ポート53を経て吸入されたオイルが吐出ポート54から吐出され、前部カバー15のオイル通路15c、出力軸32のオイル通路32a、出力軸32の環状溝32b、出力軸32のオイル孔32c…、シリンダスリープ41の環状溝41bおよびシリンダスリープ41のオイル孔41c…を経て、ピストン42の中間部62に形成した小径部62bとシリンダスリープ41との間に空間に供給される。そして前記小径部62bに保持されたオイルの一部は、ピストン42の中間部62に形成した螺旋状のオイル溝62d…に流れてシリンダスリープ41との摺動面を潤滑し、また前記オイルの他の一部はピストン42のトップ部63に設けた圧縮リング66, 66およびオイルリング67とシリンダスリープ41との摺動面を潤滑する。

供給された高温高圧蒸気の一部が凝縮した水が内部に生じた膨張室43からシリンダスリープ41およびピストン42の摺動面に浸入してオイルに混入することは避けられず、そのために前記摺動面の潤滑条件は厳しいものとなるが、必要量のオイルをオイルポンプ49から出力軸32の内部を通してシリンダスリープ41およびピストン42の摺動面に直接供給することで、充分な油膜を維持して潤滑性能を確保するとともにオイルポンプ49の小型化を図ることができる。

シリンダスリープ41およびピストン42の摺動面からオイルリング67によって搔き取られたオイルは、オイルリング溝63bの底部に形成したオイル孔63c…からピストン42の内部の中空空間62aに流入する。前記中空空間62

aはピストン4 2の中間部6 2を貫通する複数のオイル孔6 2 c …を介してシリ
ンダスリープ4 1の内部に連通しており、かつシリンドラスリープ4 1の内部は複
数のオイル孔4 1 c …を介して該シリンドラスリープ4 1の外周の環状溝4 1 bに
連通している。環状溝4 1 bの周囲はロータ2 2の中央のスリープ支持フランジ
5 3 4によって覆われているが、スリープ支持フランジ3 4にはオイル孔3 4 bが
形成されているため、ピストン4 2の中空空間6 2 a内のオイルは遠心力で半径
方向外側に付勢され、スリープ支持フランジ3 4のオイル孔3 4 bを通して断熱
カバー4 0内の空間6 8に排出され、そこから断熱カバー4 0のオイル孔4 0 a
…を通してオイルパン2 1に戻される。その際に、前記オイル孔3 4 bはスリ
10 プ支持フランジ3 4の半径方向外端よりも軸線L寄りに偏倚した位置にあるため
、そのオイル孔3 4 bよりも半径方向外側にあるオイルは遠心力でピストン4 2
の中空空間6 2 aに保持される。

このように、ピストン4 2の内部の中空空間6 2 aに保持されたオイルとピス
トン4 2の外周の小径部6 2 bとに保持されたオイルとは、膨張室4 3の容積が
15 増加する膨張行程において前記小径部6 2 bからトップ部6 3側に供給され、ま
た膨張室4 3の容積が減少する排気行程において前記小径部6 2 bからエンド部
6 1側に供給されるため、ピストン4 2の軸方向全域を確実に潤滑することができる。
またピストン4 2の中空空間6 2 aの内部でオイルが流動することで、高温高圧蒸気に晒されるトップ部6 3の熱を低温のエンド部6 1に伝えてピストン
20 4 2の温度が局部的に上昇するのを回避することができる。

第4蒸気通路P 4から高温高圧蒸気が膨張室4 3に供給されたとき、膨張室4
3に臨むピストン4 2のトップ部6 3と中間部6 2との間には断熱空間6 5が形
成されており、また膨張室4 3に臨むロータヘッド3 8にも断熱空間7 0が形
成されているため、膨張室4 3からピストン4 2およびロータヘッド3 8への熱逃
25 げを最小限に抑えて膨張機Mの性能向上に寄与することができる。またピストン
4 2の内部に大容積の中空空間6 2 aを形成したので、ピストン4 2の重量を低
減することができるだけでなく、ピストン4 2の熱マスを減少させて膨張室4 3
からの熱逃げを更に効果的に低減することができる。

後側のスリープ支持フランジ3 5とロータヘッド3 8との間にメタルガスケッ

ト36を介在させて膨張室43をシールしたので、肉厚の大きい環状のシール部材を介して膨張室43をシールする場合に比べて、シールまわりの無駄ボリュームを減らすことができ、これにより膨張機Mの容積比（膨張比）を大きく確保し、熱効率を高めて出力の向上を図ることができる。またシリンダスリープ41を
5 ロータ22と別体で構成したので、ロータ22の材質に制約されずに熱伝導性、耐熱性、強度、耐摩耗性等を考慮してシリンダスリープ41の材質を選択することができ、しかも摩耗・損傷したシリンダスリープ41だけを交換することができる
10 ので経済的である。

またロータ22の外周面に円周方向に形成した2個の切欠57、58からシリ
10 ンダスリープ41の外周面が露出するので、ロータ22の重量を軽減できるだけ
でなく、ロータ22の熱マスを減少させて熱効率の向上を図ることができ、しか
も前記切欠57、58を断熱空間として機能させることでシリンダスリープ41
15 からの熱逃げを抑制することができる。更に、ロータ22の外周部を断熱カバー
40で覆ったので、シリンダスリープ41からの熱逃げを一層効果的に抑制する
ことができる。

ロータリバルブ71は固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート
74間の平坦な摺動面77を介してアキシャルピストンシリンダ群56に蒸気を
供給・排出するので、蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜなら
ば、平坦な摺動面77は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてク
20 リアランスの管理が容易であるからである。しかも複数本のプリロードスプリング
85…でバルブ本体部72にプリセット荷重を与えて固定側バルブプレート73
および可動側バルブプレート74の摺動面77に面圧を発生させるので、摺動
面77からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

またロータリバルブ71のバルブ本体部72が熱膨張係数の大きいステンレス
25 製であり、このバルブ本体72に固定される固定側バルブプレート73が熱膨張
係数の小さいカーボン製あるいはセラミックス製であるため、熱膨張係数の差に
よって両者間のセンタリングがずれる可能性があるが、固定リング79の内周の
段部79aを固定側バルブプレート73の外周に圧入によりインロウ嵌合させ、
かつ固定リング79の外周の段部79bをバルブ本体部72の外周にインロウ嵌

合させた状態で、固定リング79を複数本のボルト80…でバルブ本体部72に固定したので、インロウ嵌合の調芯作用により固定側バルブプレート73をバルブ本体部72に対して精密にセンタリングし、蒸気の供給・排出タイミングのずれを防止して膨張機Mの性能低下を防止することができる。しかもボルト80…の締結力で固定側バルブプレート73とバルブ本体部72との当接面を均一に密着させ、その当接面からの蒸気の漏れを抑制することができる。

更に、後部カバー18をケーシング本体12から取り外すだけで、ケーシング本体12に対してロータリバルブ71を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向向上する。また高温高圧蒸気が通過するロータリバルブ71は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板31や出力軸32がロータ22を挟んでロータリバルブ71の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ71の熱でオイルが加熱されて斜板31や出力軸32の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ71を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

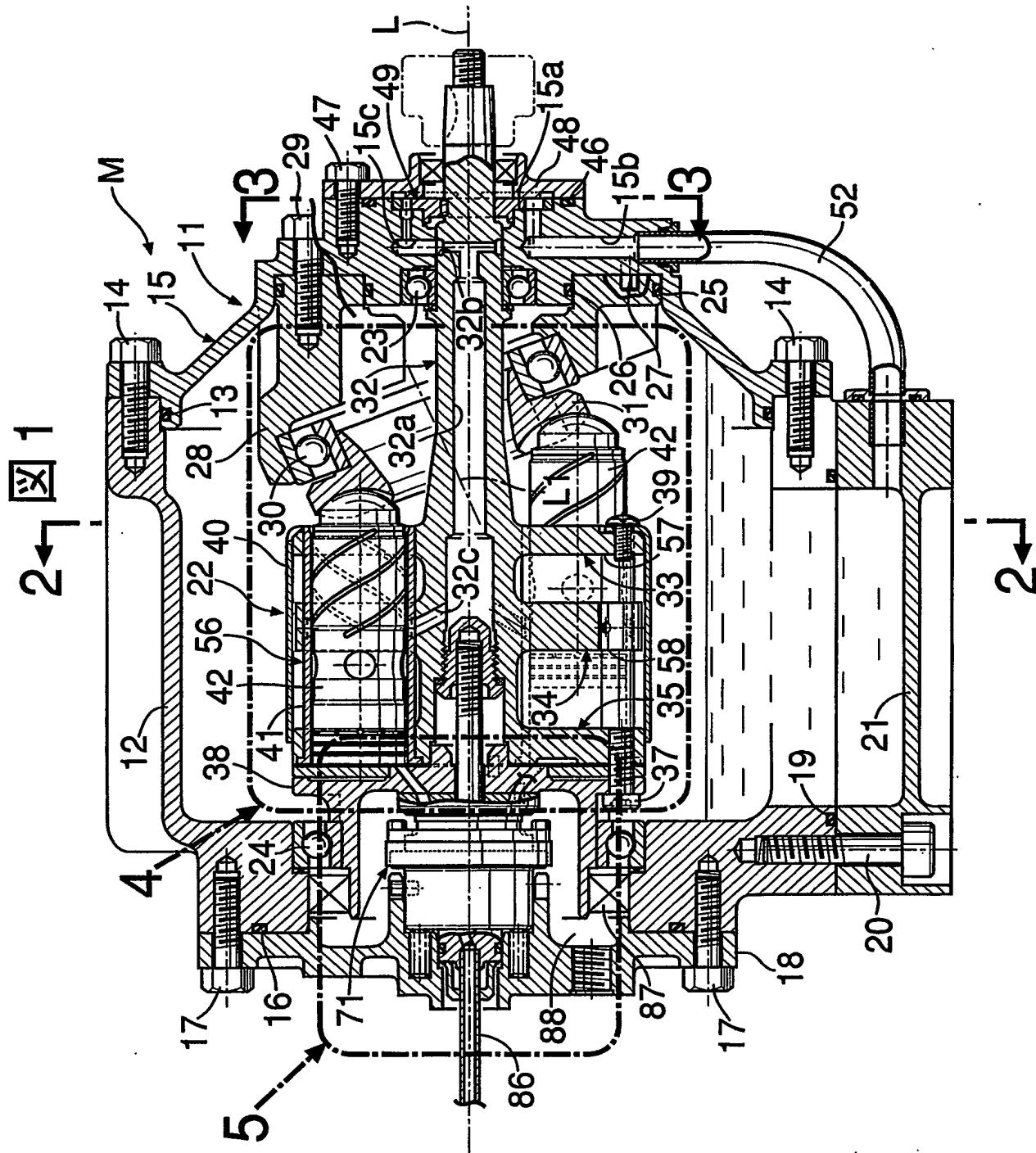
以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明はランキンサイクル装置の膨張機Mに対して好適に適用されるが、アキシャルピストンシリング群を備えた膨張機であれば、他の任意の用途の膨張機に適用可能である。

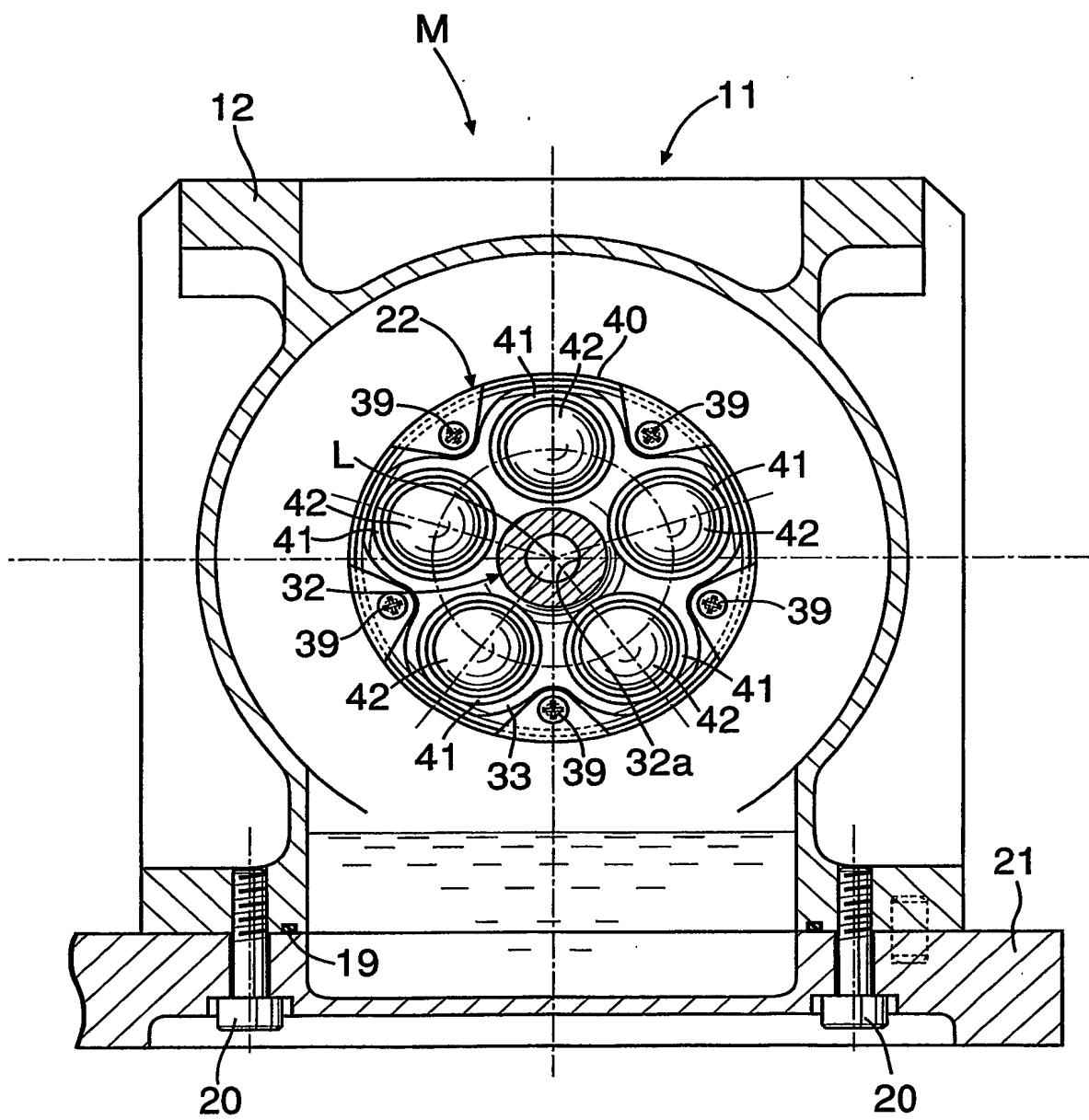
請求の範囲

1. ケーシング（11）と、
ケーシング（11）に回転自在に支持されたロータ（22）と、
5 ロータ（22）にその軸線（L）を囲むように環状に配置されたアキシャルピストンシリンダ群（56）と、
前記軸線（L）に対して所定角度傾斜する軸線（L1）を有してケーシング（11）に回転自在に支持された斜板（31）と、
を備え、
10 アキシャルピストンシリンダ群（56）のピストン（42）の先端に形成した球状凸部（61a）を、斜板（31）に該斜板（31）の軸線（L1）を同心に囲むように形成した球状凹部（31a）に当接させ、
アキシャルピストンシリンダ群（56）のピストン（42）およびシリンダスリーブ（41）間に区画された膨張室（43）にロータリバルブ（71）を介して高温高圧蒸気を供給することでロータ（22）を回転駆動する膨張機において、
15 斜板（31）の球状凹部（31a）とピストン（42）の球状凸部（61a）との接点軌跡（T）を、アキシャルピストンシリンダ群（56）の膨張行程側にオフセットしたことを特徴とする膨張機。
20 2. 斜板（31）の軸線（L1）をロータ（22）の軸線（L）に対してアキシャルピストンシリンダ群（56）の排気行程側にオフセットしたことを特徴とする、請求項1に記載の膨張機。



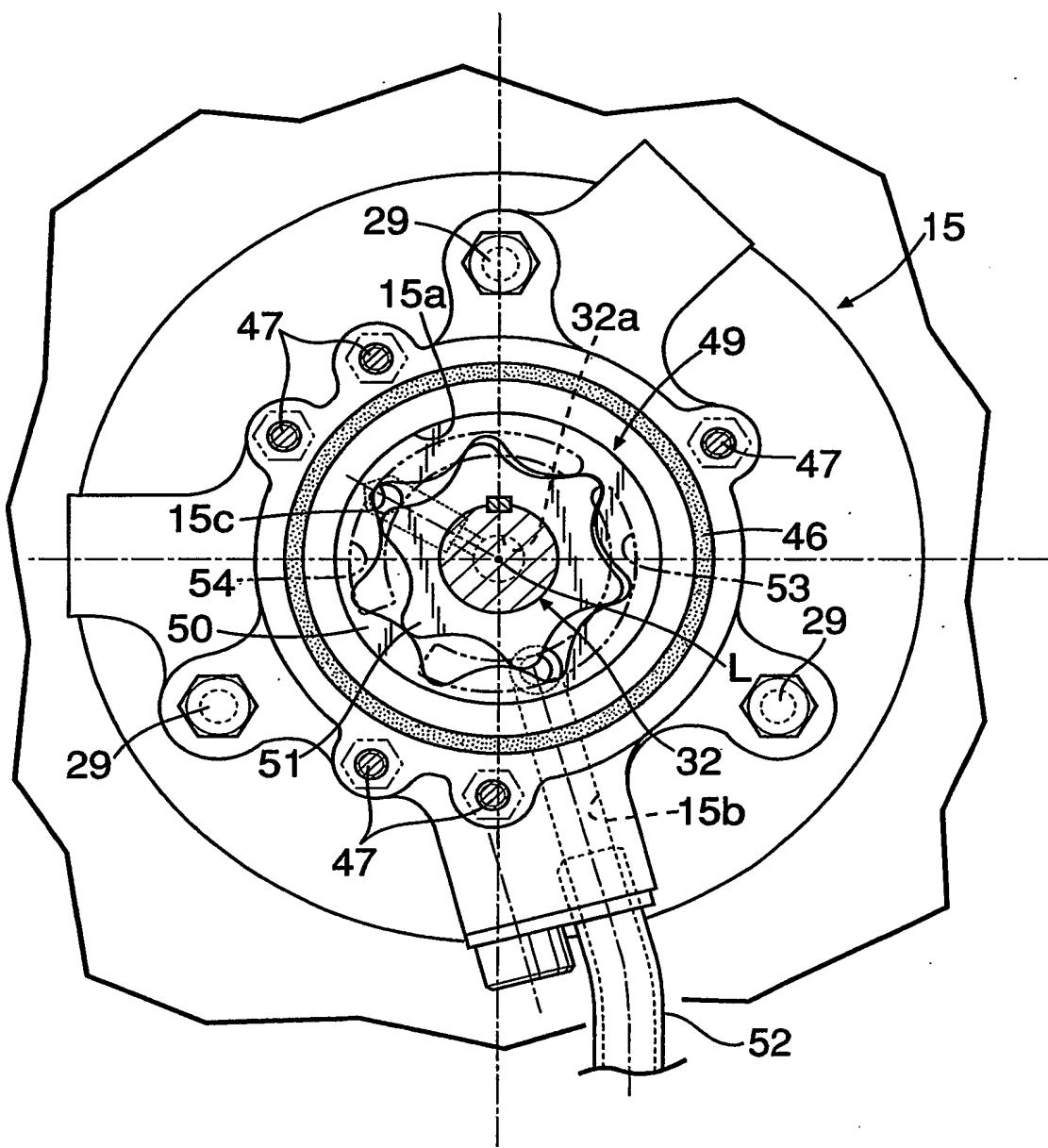
2/15

図 2



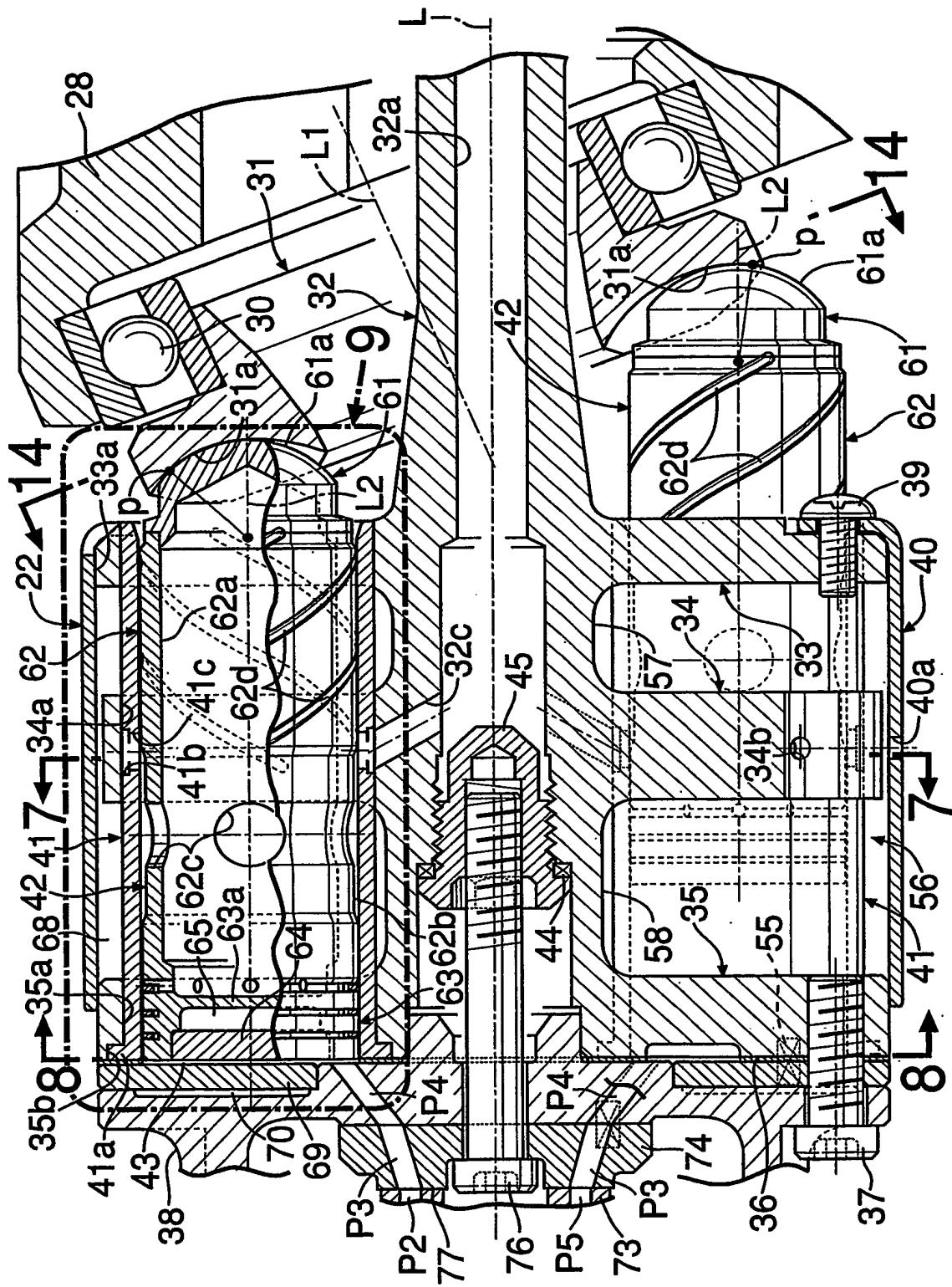
3/15

図 3



4/15

图 4



5/15

义 5

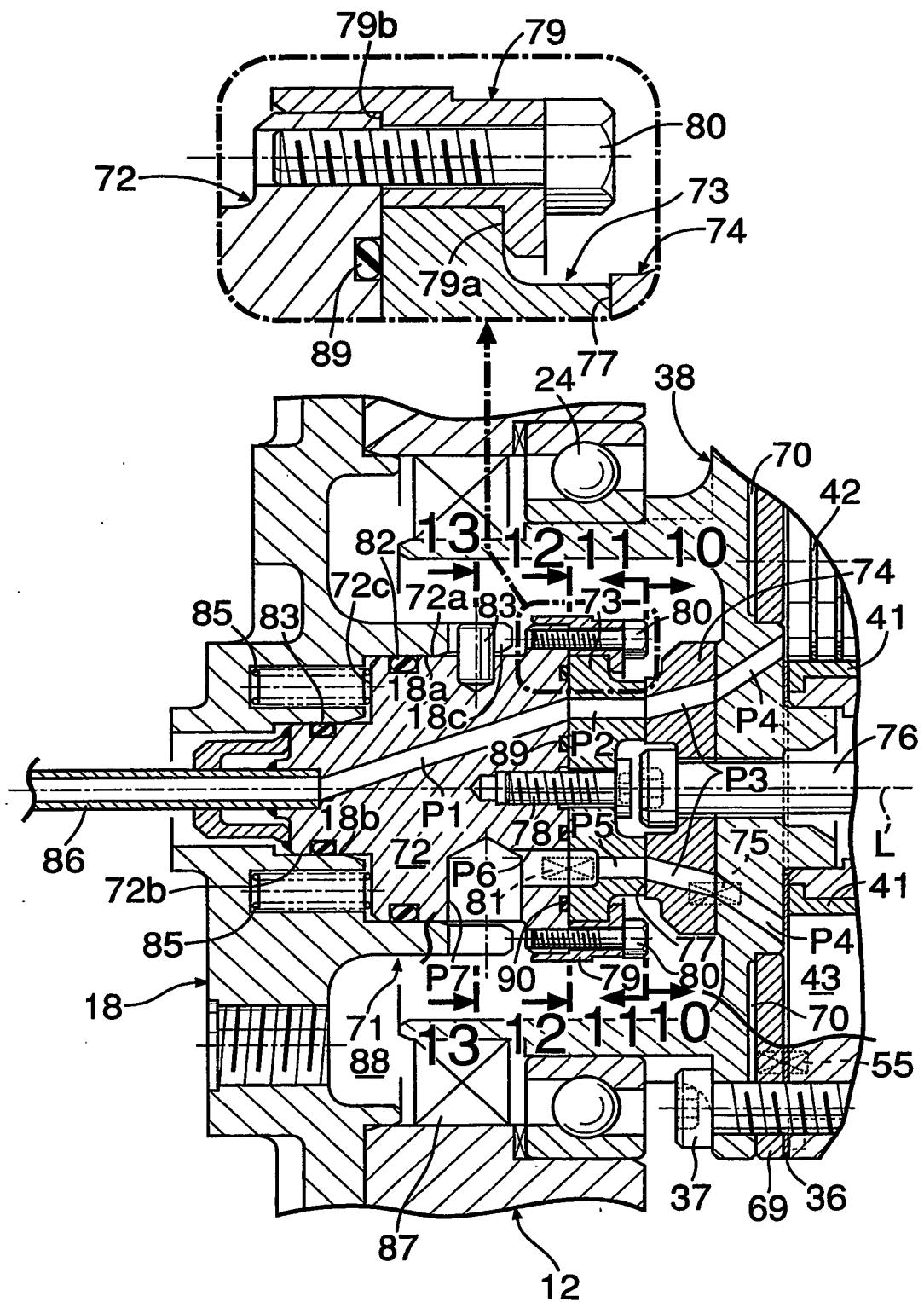
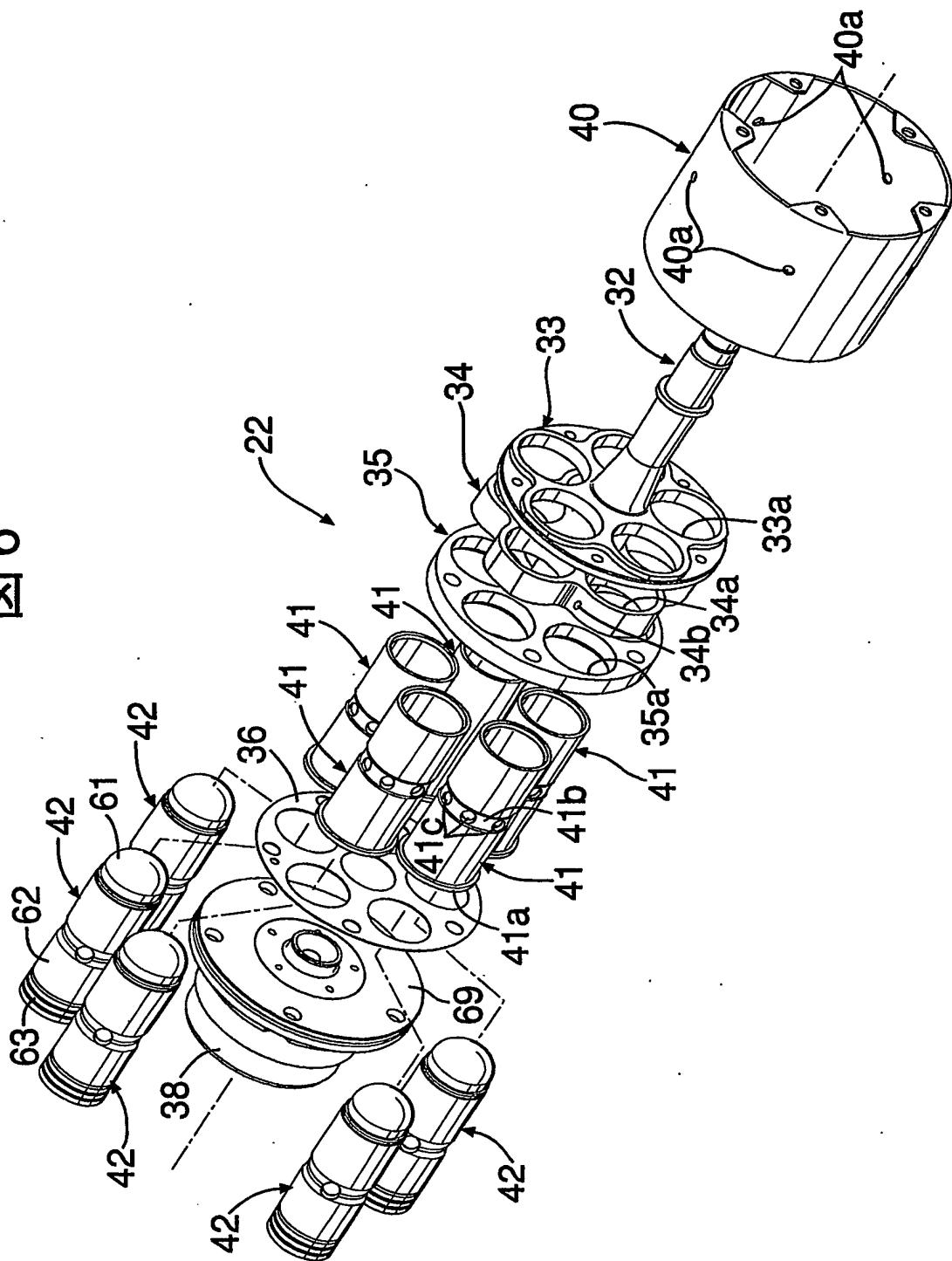
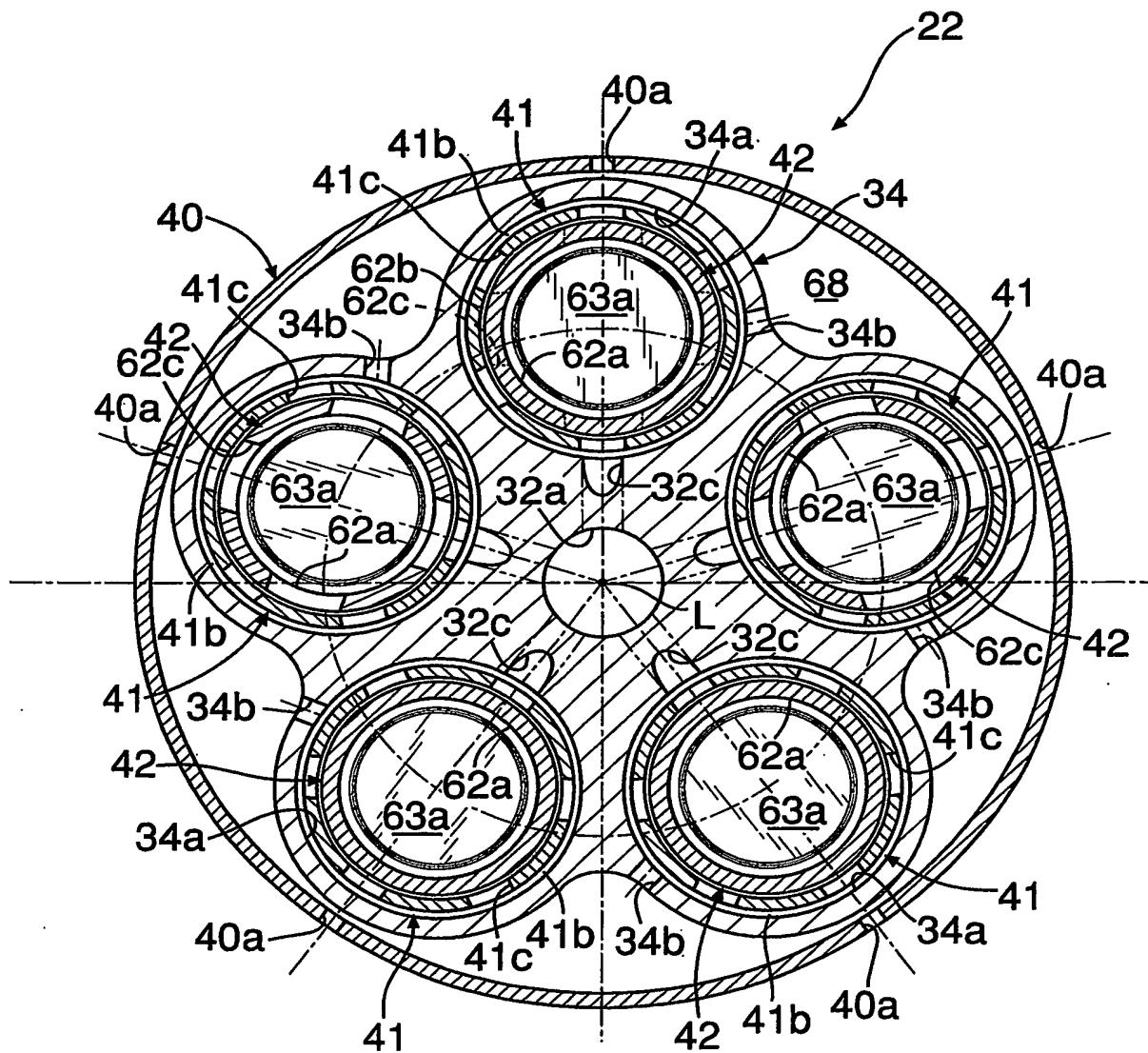


図 6



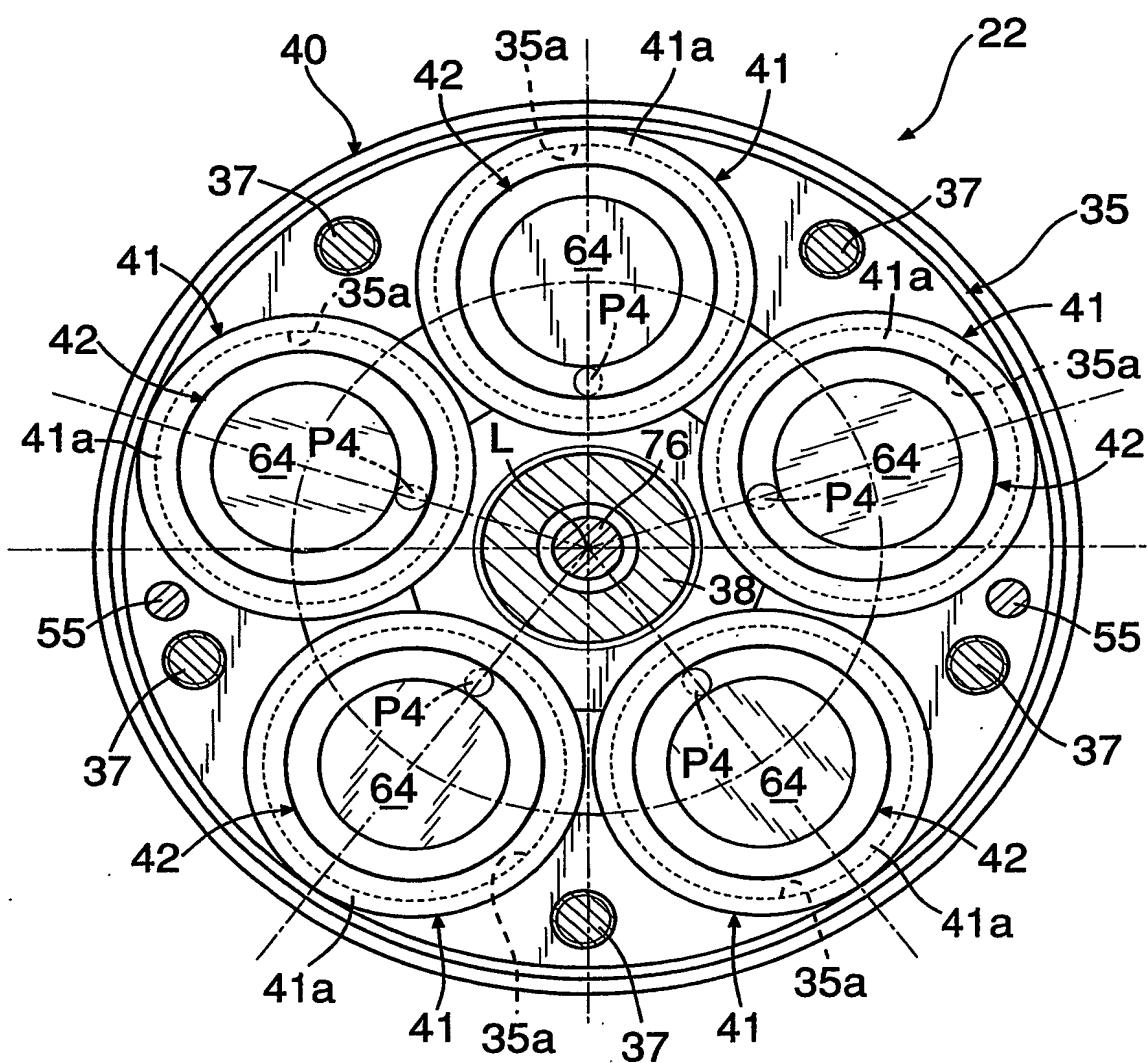
7/15

図 7



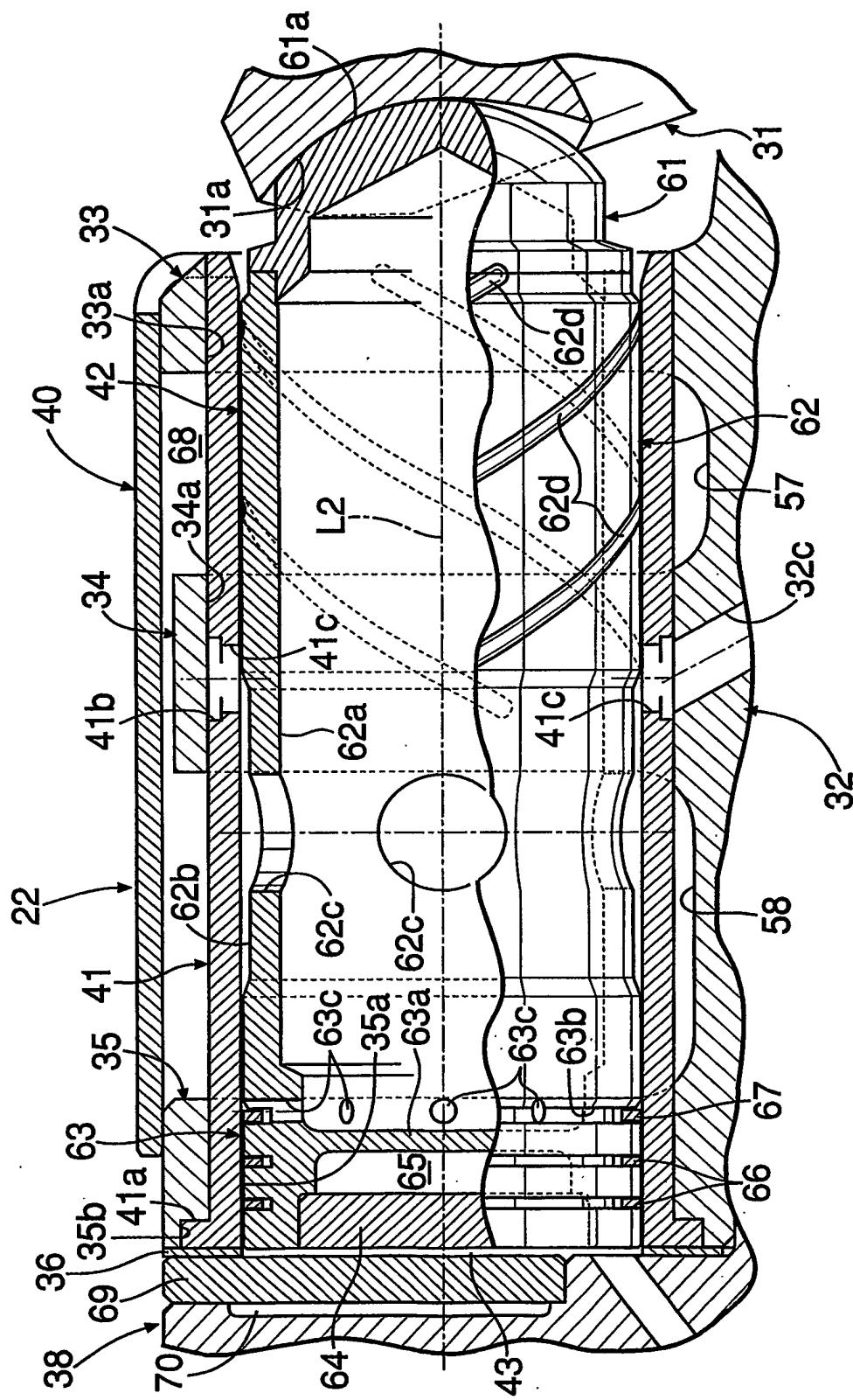
8/15

図 8



9/15

6



10/15

図 10

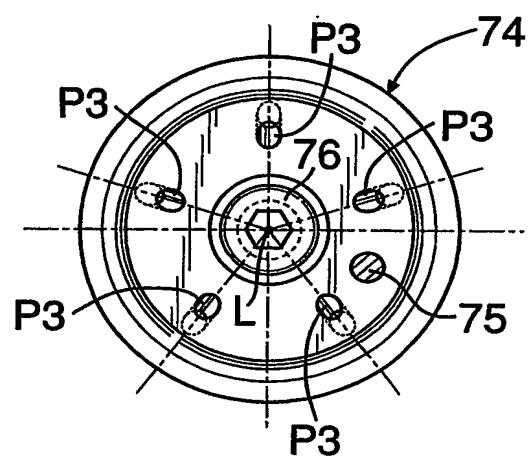
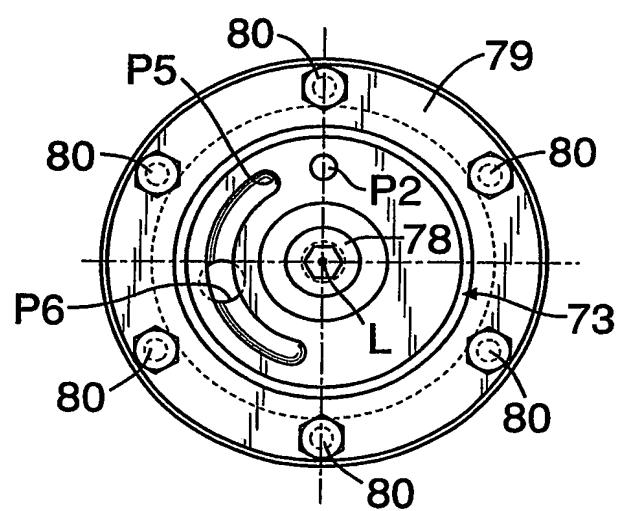


図 11



11/15

図 12

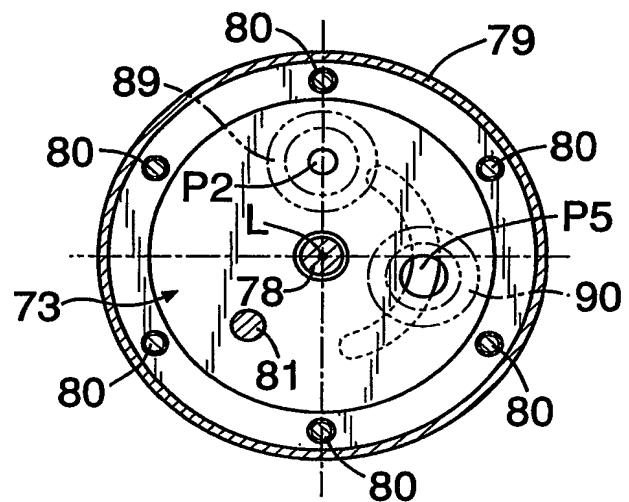
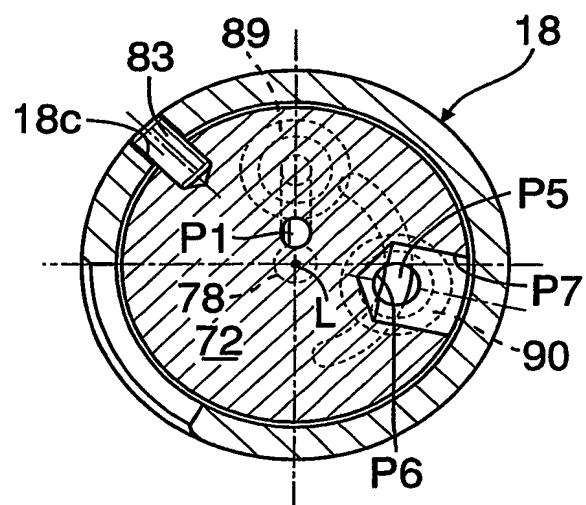
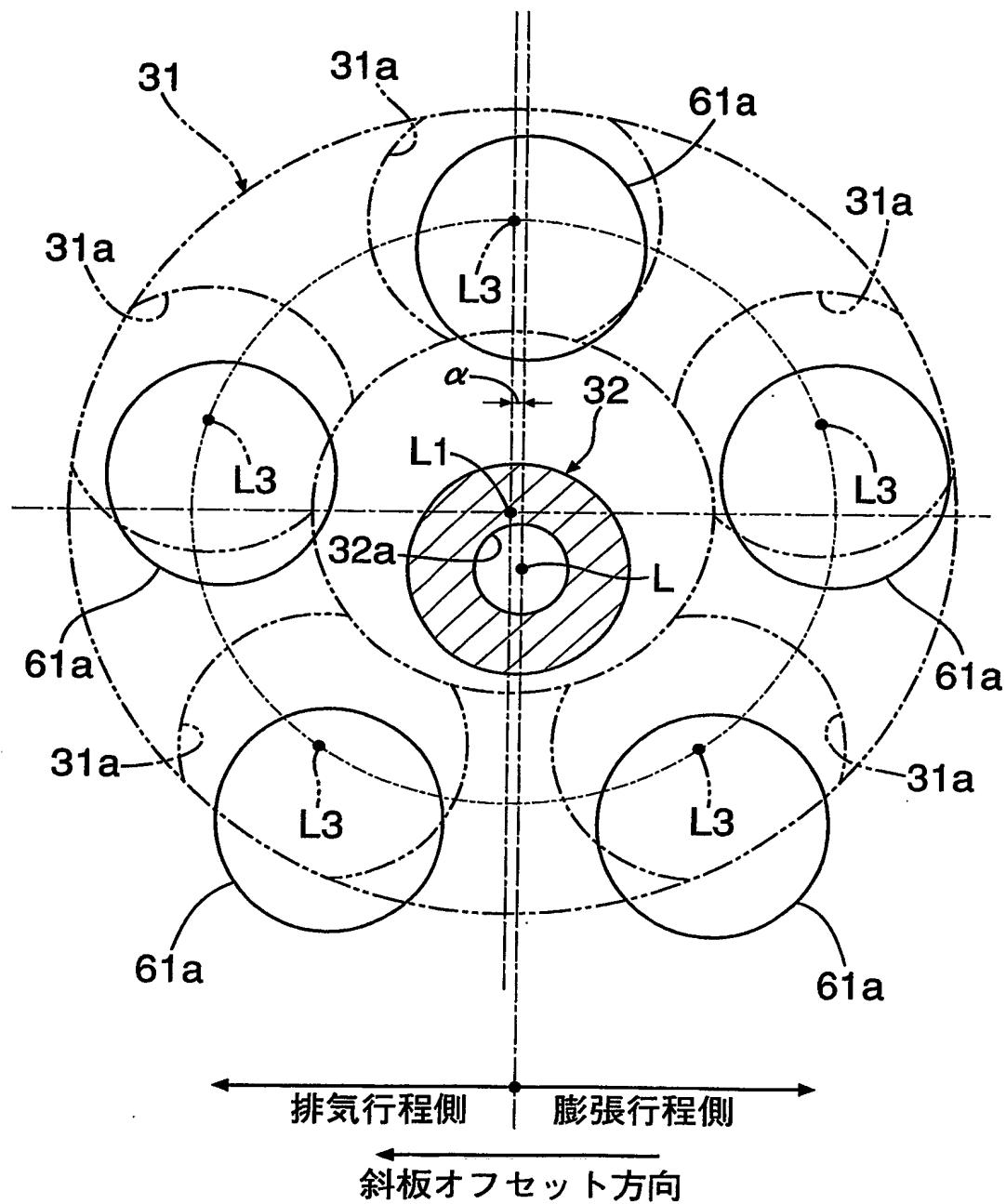


図 13



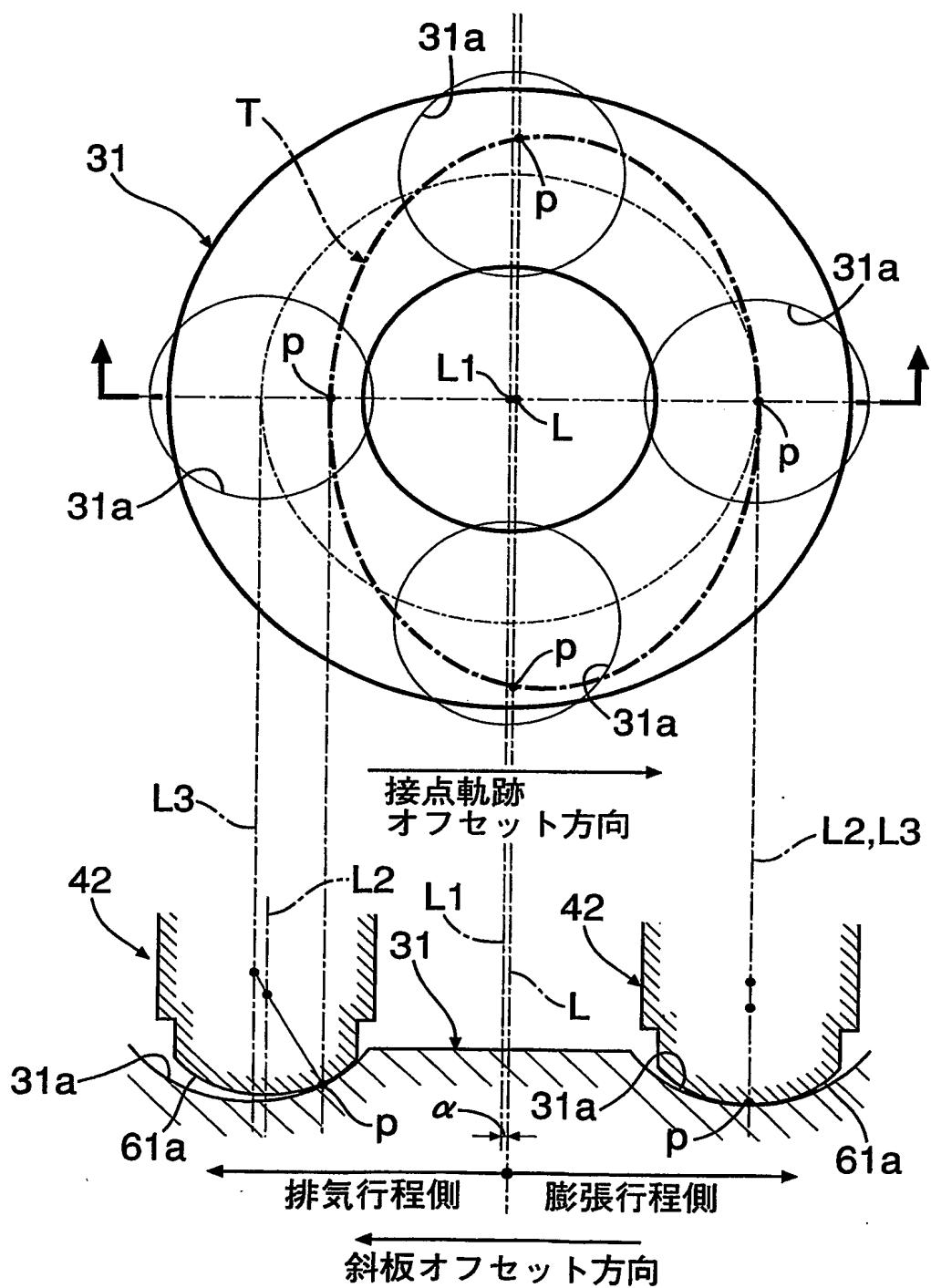
12/15

図 14



13/15

図 15

オフセット有り

14/15

図 16

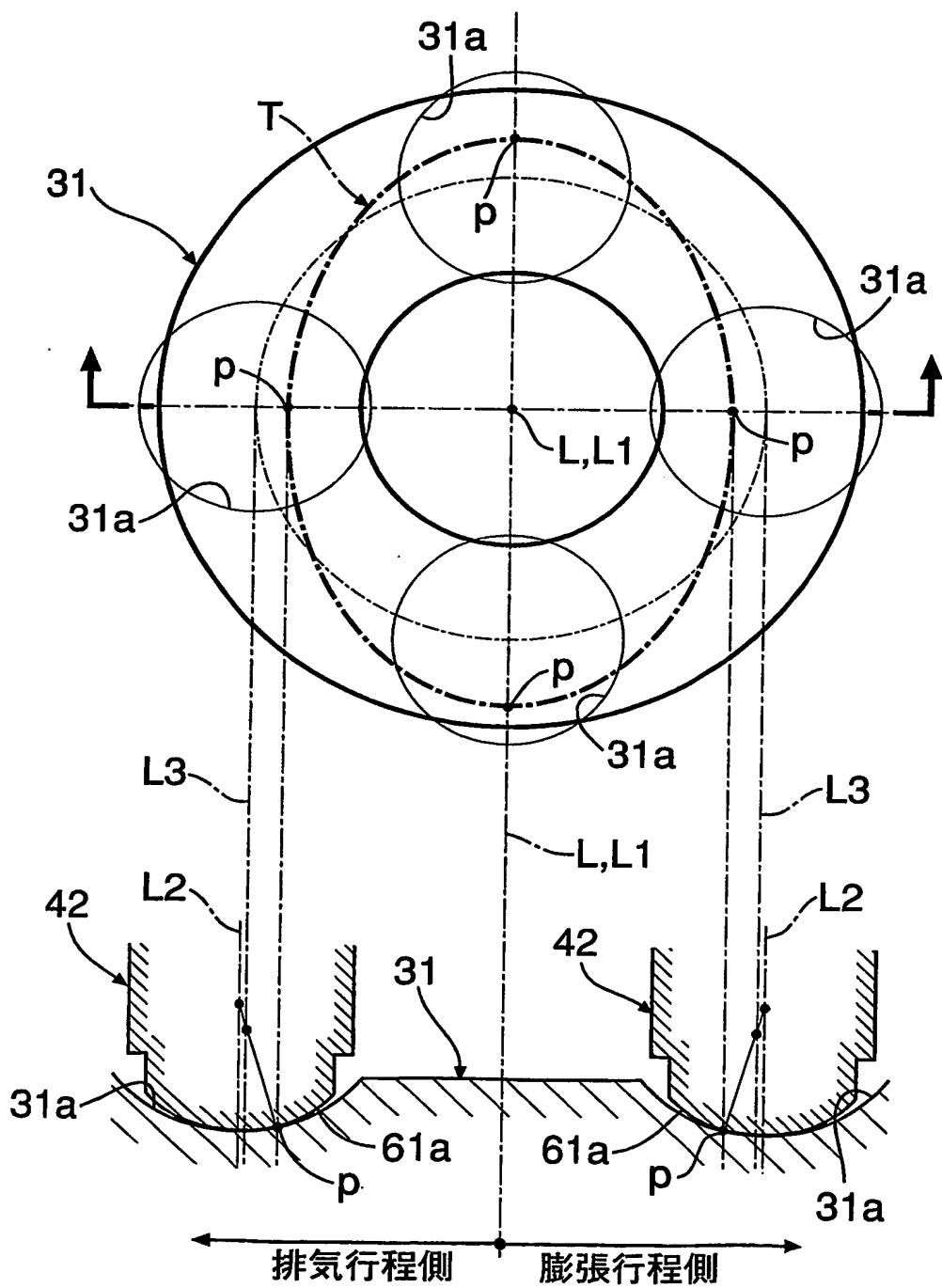
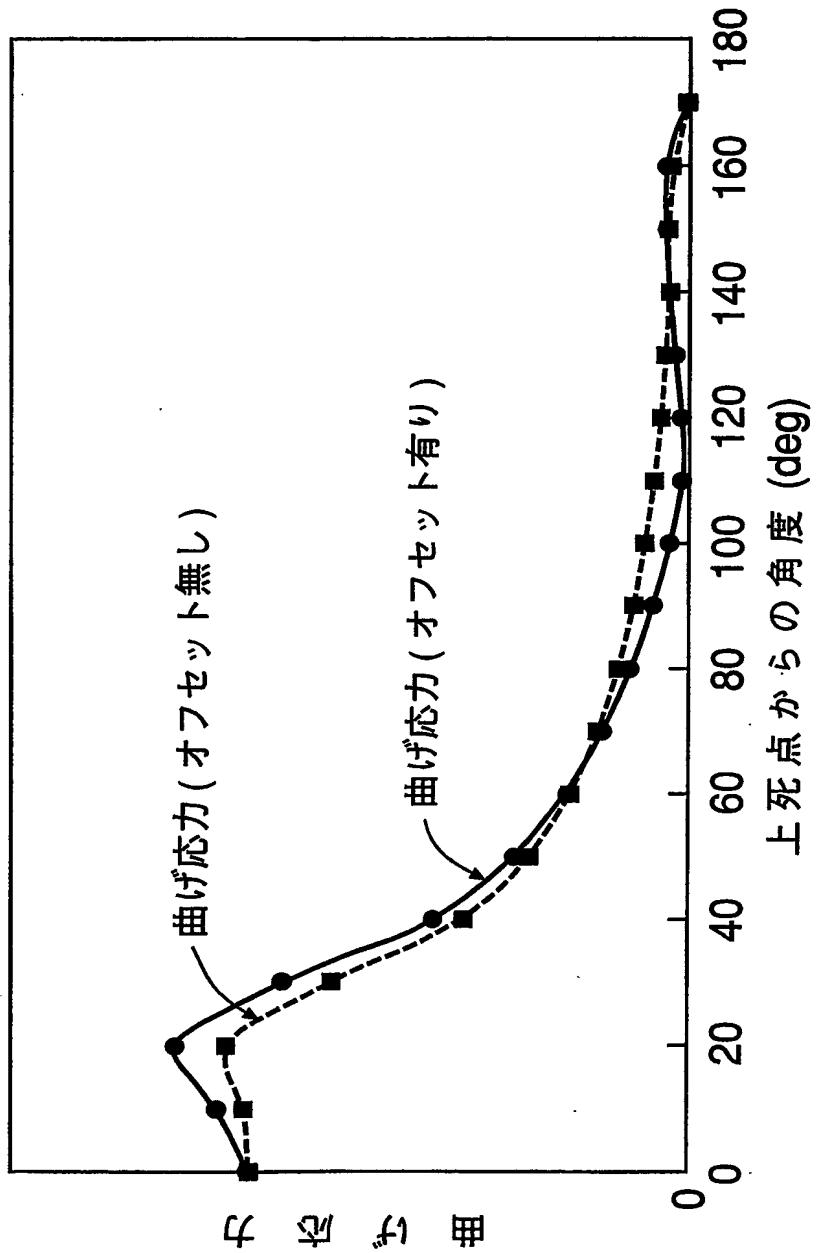
オフセット無し

図 17

ピストンの曲げ応力特性

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/JP03/07847

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F01B3/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F01B3/02, F04B1/20, F03C1/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5176066 A (Hitachi, Ltd.), 05 January, 1993 (05.01.93), Full text; Figs. 1 to 5 & DE 4105092 A & JP 3-242472 A	1
A	JP 46-6684 A (The Cessna Aircraft Co.), 13 December, 1971 (13.12.71), Full text; Figs. 1 to 9 (Family: none)	1
A	JP 2-102958 A (Honda Motor Co., Ltd.), 16 April, 1990 (16.04.90), Full text; Figs. 1 to 4 (Family: none)	1

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family
---	--

Date of the actual completion of the international search
03 September, 2003 (03.09.03)Date of mailing of the international search report
24 September, 2003 (24.09.03)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.

PCT/JP03/07847

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 57-73867 A (Honda Motor Co., Ltd.), 08 May, 1982 (08.05.82), Full text; Figs. 1 to 4 (Family: none)	1
A	JP 60-98179 A (Diesel Kiki Co., Ltd.), 01 June, 1985 (01.06.85), Full text; Figs. 1 to 4 (Family: none)	1

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））
Int. C1.7 F01B3/02

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））
Int. C1.7 F01B3/02, F04B1/20, F03C1/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1926-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2003年
日本国登録実用新案公報	1994-2003年
日本国実用新案登録公報	1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	US 5176066 A (Hitachi, Ltd.) 1993.01.05, 全文, 第1-5図 & DE 4105092 A & JP 3-242472 A	1
A	JP 46-6684 A (ザ・セスナ・エアクラフト・カンパニー) 1971.12.13, 全文, 第1-9図 (ファミリーなし)	1
A	JP 2-102958 A (本田技研工業株式会社) 1990.04.16, 全文, 第1-4図 (ファミリーなし)	1

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「I」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

03.09.03

国際調査報告の発送日

24.09.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）
稻葉 大紀



3 T 9820

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C(続き) .	関連すると認められる文献	関連する 請求の範囲の番号
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	
A	J P 57-73867 A (本田技研工業株式会社) 1982. 05. 08, 全文, 第1-4図 (ファミリーなし)	1
A	J P 60-98179 A (ヂーゼル機器株式会社) 1985. 06. 01, 全文, 第1-4図 (ファミリーなし)	1